

## STEERING DEVICE FOR VEHICLE

**Publication number:** JP63279976 (A)

**Publication date:** 1988-11-17

**Inventor(s):** YONEKAWA TAKASHI

**Applicant(s):** TOYOTA MOTOR CORP

**Classification:**

- **international:** *B62D7/14; B60T8/1755; B60T8/58; B62D11/08; B62D7/14; B60T8/17; B60T8/58; B62D11/06; (IPC1-7): B60T8/58; B62D7/14; B62D11/08*

- **European:**

**Application number:** JP19870115262 19870512

**Priority number(s):** JP19870115262 19870512

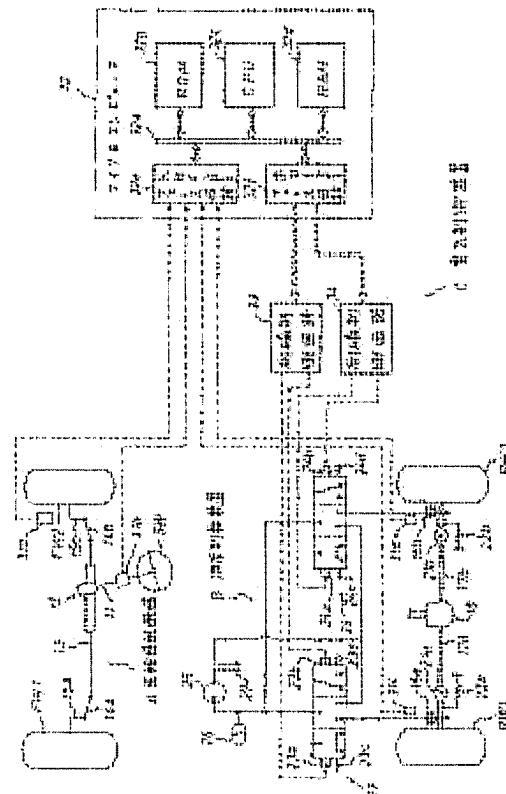
**Also published as:**

 JP2576118 (B2)

### Abstract of JP 63279976 (A)

**PURPOSE:** To achieve optimal turning condition corresponding to vehicle speed, in 4-wheel-steering vehicle, by applying brake onto a turning side rear wheel corresponding to vehicle speed.

**CONSTITUTION:** A front wheel steering mechanism A, a hydraulic brake unit B for braking right and left rear wheels and an electric controller C for controlling the brake unit B electrically are provided to a vehicle. When front wheels FW1, FW2 are steered to the right by a front wheel steering mechanism 1 through turning of a steering wheel SW under driving of vehicle, a brake oil pressure applying means 6 provides brake oil pressure corresponding to an oil pressure control level determined through an oil pressure control level determining means 5 to a brake unit 16b for braking front wheel in steering direction so as to apply brake force onto the right rear wheel RW2.; Consequently, a spring in a suspension mechanism for supporting the right rear wheel bends to steer the right rear wheel to the right with small angle thus reducing the turning radius.



## ⑫ 公開特許公報 (A) 昭63-279976

⑬ Int.Cl.<sup>4</sup>B 62 D 11/08  
B 60 T 8/58  
B 62 D 7/14

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 昭和63年(1988)11月17日

X-8309-3D  
A-8510-3D  
A-8009-3D

審査請求 未請求 発明の数 1 (全22頁)

⑮ 発明の名称 車両の操舵装置

⑯ 特願 昭62-115262

⑯ 出願 昭62(1987)5月12日

⑰ 発明者 米川 隆 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

⑰ 出願人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地

⑰ 代理人 弁理士 長谷 照一 外1名

## 明細書

## 1. 発明の名称

車両の操舵装置

## 2. 特許請求の範囲

操舵ハンドルの回動に応じて前輪を操舵する前輪操舵機構を備えた車両の操舵装置において、左右後輪に対し各々独立に設けられ付与される制動油圧に応じて左右後輪を各々制動する左右一対のブレーキ装置と、前輪操舵角を検出する前輪操舵角検出手段と、車速を検出する車速検出手段と、前記検出前輪操舵角の増加に従って増加するとともに前記検出車速の増加に従って減少する油圧制御値を決定する油圧制御値決定手段と、前記決定油圧制御値に対応した制動油圧を前記左右一対のブレーキ装置のうち前輪の操舵方向側にあるブレーキ装置に付与する制動油圧付与手段とを設けたことを特徴とする車両の操舵装置。

## 3. 発明の詳細な説明

## (産業上の利用分野)

本発明は車両の操舵装置に係り、特に前輪操舵

機構による車両の操舵を前輪操舵角及び車速に応じて修正するようにした車両の操舵装置に関する。

## (従来技術)

従来、この種の操舵装置は、例えば特開昭55-91457号公報及び特開昭59-81261号公報に示されるように、操舵ハンドルの回動に応じて前輪を操舵する前輪操舵機構を備えるとともに、左右後輪を操舵可能に連結して同後輪を左右両方向に操舵する後輪操舵機構を備えており、後輪操舵機構を前輪操舵角及び車速に応じて機械的に又は電気的に制御することにより、左右後輪の操舵角が前輪操舵角の増加に従って増加するとともに、その操舵方向が低車速領域では前輪に対し逆相(逆方向)になりかつ高車速領域では前輪に対し同相(同方向)になるように左右後輪を操舵して、前輪操舵機構による車両の操舵を修正するようしている。これにより、低速走行時における車両の小回り性を向上させるとともに、高速走行時における車両の走行安定性を向上させるようしている。

## (発明が解決しようとする問題点)

しかるに、上記従来の装置にあっては、低速走行時において車両の小回り性を向上させるためには左右後輪を前輪に対し逆相に大きく操舵する必要があり、この大舵角操舵のために、後輪操舵機構が大型化するという問題があった。また、左右後輪を前輪に対し逆相に操舵すると、操舵した瞬間、左右後輪には前輪とは逆方向にサイドフォースが発生し、前輪と同方向にサイドフォースが発生するまでには時間遅れがあるので、操舵ハンドルの回動に対する車体の横方向への移動応答性が極めて悪化するとともに、車体後部は車両の操舵方向とは逆方向すなわち左右後輪の横すべり状態と同じ動きをするので、運転者は左右後輪が横すべりを起こしたような感覚を持つ。このような移動応答性及び横すべり感の結果、運転者は当該車両を運転しにくいという問題があった。また、前記のような車体後部の操舵方向とは逆方向への移動により、操舵方向とは反対側の車体後部が同反対側に張出し、狭い道での車両旋回には不向きで

あった。

一方、高速走行時には、左右後輪を前輪に対し同相に操舵するので車体の横方向への移動応答性は良好になるが、車体には極めて小さな操舵方向へのモーメントとしか発生しないので車両の回頭性が悪くなり、高速走行中の車両を大旋回させる場合、運転者は当該車両を運転しにくいという問題があった。

本発明は上記問題に鑑み案出されたもので、その目的とするところは、上記従来の装置による車両の低速走行時的小回り性及び高速走行時の車両の走行安定性を良好に保つとともに、上記運転上の問題及び後輪操舵機構の大型化の問題を解消した車両の操舵装置を提供することにある。

## (問題点を解決するための手段)

上記問題を解決して本発明の目的を達成するために、本発明の構成上の特徴は、第1図に示すように、操舵ハンドルSWの回動に応じて前輪FW1, FW2を操舵する前輪操舵機構1を備えた車両の操舵装置において、左右後輪RW1, RW2

に対し各々独立に設けられ付与される制動油圧に応じて左右後輪RW1, RW2を各々制動する左右一対のブレーキ装置2a, 2bと、前輪操舵角を検出する前輪操舵角検出手段3と、車速を検出する車速検出手段4と、前記検出前輪操舵角の増加に従って増加するとともに前記検出車速の増加に従って減少する油圧制御値を決定する油圧制御値決定手段5と、前記決定油圧制御値に対応した制動油圧を前記左右一対のブレーキ装置2a, 2bのうち前輪FW1, FW2の操舵方向側にあるブレーキ装置2a(又は2b)に付与する制動油圧付与手段6とを設けたことにある。

## (発明の作用効果)

上記のように構成した本発明においては、車両走行中、操舵ハンドルSWの回動により、前輪操舵機構1が前輪FW1, FW2を右方向(又は左方向)に操舵すると、制動油圧付与手段6は油圧制御値決定手段5により決定された油圧制御値に対応した制動油圧を前輪FW1, FW2の操舵方向側に付すなわち右ブレーキ装置2b(又は左ブレー

キ装置2a)に付与するので、右後輪RW2(又は左後輪RW1)には第2図に示すような制動力Fbが作用する。また、この制動力Fbにより、右後輪RW2(又は左後輪RW1)をささえるサスペンション機構内のスプリングが押んで右後輪RW2(又は左後輪RW1)は右方向(又は左方向)すなわち前輪FW1, FW2の操舵方向に小さな角度θbだけ操舵される。この操舵により、右後輪RW2(又は左後輪RW1)には右方向(又は左方向)すなわち前輪FW1, FW2の操舵方向にサイドフォースFbが発生する。

かかる制御において、当該車両が低速走行中であれば、車速検出手段4により検出される車速は小さいので油圧制御値決定手段5により決定される油圧制御値は大きくなるとともに、車両を小回りさせるために前輪FW1, FW2が大舵角に操舵されると前輪操舵角検出手段3により検出される前輪操舵角が大きくなつて、前記決定油圧制御値はより一層大きくなる。これにより、車両旋回側の後輪すなわち右後輪RW2(又は左後輪RW

1) の制動力  $F_b$  は大きくなる。また、このとき、他の後輪すなわち左後輪  $RW_1$  (又は右後輪  $RW_2$ ) には車両の前進による力  $F_a$  が作用しており、車体には車両旋回方向に大きなモーメント ( $F_a + F_b$ )  $d$  が作用する。一方、前輪  $FW_1$ ,  $FW_2$  にはこの大きなモーメント ( $F_a + F_b$ )  $d$  と均合うサイドフォース  $F_1$ ,  $F_2$  ( $F_a d + F_b d = F_1 \ell_1 + F_2 \ell_2$ ) が車両旋回とは逆方向に発生するので、前輪  $FW_1$ ,  $FW_2$  には各々すべり角  $\theta_1$ ,  $\theta_2$  が生じ、車両は前輪  $FW_1$ ,  $FW_2$  の中心軸 (一点鎖線) より車両旋回方向側に操舵されることになり、車両の小回り性が向上する。

このように、低速走行時には、制動力  $F_b$  の付与により車両の小回り性の向上を実現できるようにして、左右後輪  $RW_1$ ,  $RW_2$  の前輪  $FW_1$ ,  $FW_2$  に対する逆相操舵に伴う上記従来装置のような車体の横方向への移動応答性の悪化及び運転者に与える横すべり感の問題を解消したので、運転者は当該車両を運転し易くなる。また、上記従

来装置における前記逆相操舵に伴う後輪操舵機構の大型化の問題及び操舵方向とは反対側の車体後部の張出しの問題も解消されるので、本発明による車両の操舵装置をコンパクトに実現できると同時に、狭い道での車両の旋回も可能となる。

一方、当該車両が高速走行中であれば、車速検出手段 4 により検出される車速は大きく、また前輪  $FW_1$ ,  $FW_2$  も大きく操舵されることがないので前輪操舵角検出手段 3 により検出される前輪操舵角は小さくなる。これにより、油圧制御値決定手段 5 により決定される油圧制御値は小さくなり、車両旋回側の後輪には小さな制動力  $F_b$  が付与され、この制動力  $F_b$  により、前記後輪は、上述のように、前輪  $FW_1$ ,  $FW_2$  に対し同相に操舵される。この場合、制動力  $F_b$  は小さいが、車速が大きいためサイドフォース  $F_a$  はある程度大きく、従来装置と同様の車体横方向への移動応答性が確保され車両の走行安定性が良好になるとともに、小さな制動力  $F_b$  に基づく上記のような車体に作用するモーメント ( $F_a + F_b$ )  $d$  により

車両の回頭性が良好となる。これにより、高速走行中の車両を大旋回させる場合にも、運転者は当該車両を運転し易くなる。

#### (実施例)

##### a. 第1実施例

本発明の第1実施例について図面を用いて説明すると、第3図は本発明に係る操舵装置を備えた車両の全体を概略的に示している。この車両は操舵ハンドル  $SW$  の回動に応じて左右前輪  $FW_1$ ,  $FW_2$  を操舵する前輪操舵機構  $A$  と、左右後輪  $RW_1$ ,  $RW_2$  を制動する油圧制動装置  $B$  と、同制動装置  $B$  を電気的に制御する電気制御装置  $C$  とを備えている。

前輪操舵機構  $A$  は操舵ハンドル  $SW$  の回動に応じて回転する操舵軸  $11$  を有する。操舵軸  $11$  はラックアンドピニオン機構  $12$ 、リレーロッド  $13$ 、左右タイロッド  $14a$ ,  $14b$  及び左右ナックルアーム  $15a$ ,  $15b$  を介して左右前輪  $FW_1$ ,  $FW_2$  に連結されており、操舵ハンドル  $SW$  の回動に応じて左右前輪  $FW_1$ ,  $FW_2$  が操舵さ

れるようになっている。

油圧制動装置  $B$  は左右一対のブレーキ装置  $16a$ ,  $16b$  を有する。左右ブレーキ装置  $16a$ ,  $16b$  は付与された制動油圧に応じた制動力で左右ドライブシャフト  $17a$ ,  $17b$  の回転を各々制動することにより、左右後輪  $RW_1$ ,  $RW_2$  の回転を各々制動する。左右ドライブシャフト  $17a$ ,  $17b$  はデファレンシャルギヤ  $18$  により分配された駆動力を左右後輪  $RW_1$ ,  $RW_2$  に各々伝達するもので、同シャフト  $17a$ ,  $17b$  の端部近傍には左右後輪  $RW_1$ ,  $RW_2$  の振動を許容するための左右ジョイント  $21a$ ,  $21b$  が介装されている。なお、左右スプリング  $22a$ ,  $22b$  は左右後輪  $RW_1$ ,  $RW_2$  のサスペンション機構内のばね力を等価的に示している。

左右ブレーキ装置  $16a$ ,  $16b$  は各々電磁切換え弁  $23$ ,  $24$  を介して油圧ポンプ  $25$ 、アクチュエータ  $26$  及びリザーバ  $27$  からなる油圧源に接続されている。電磁切換え弁  $23$  は電磁ソレノイド  $23a$ ,  $23b$  及びスプリング  $23c$ ,  $2$

3 d を備えており、両電磁ソレノイド 23 a, 23 b が共に非励磁状態にあるとき両スプリング 23 c, 23 d の付勢力により第1状態(第3図の中央位置)に設定され、油圧ポンプ 25 から左ブレーキ装置 16 a への作動油の供給を禁止するとともに、同ブレーキ装置 16 a からリザーバ 27 への作動油の排出をも禁止する。また、電磁ソレノイド 23 a が励磁されると、電磁切換え弁 23 は第2状態(第3図の右位置)に設定されて、油圧ポンプ 25 から右ブレーキ装置 16 b への作動油の供給を許容する。電磁ソレノイド 23 b が励磁されると、電磁切換え弁 23 は第3状態(第3図の左位置)に設定されて、左ブレーキ装置 16 a からリザーバ 27 への作動油の排出を許容する。

電磁切換え弁 24 は電磁ソレノイド 24 a, 24 b 及びスプリング 24 c, 24 d を備えており、両電磁ソレノイド 24 a, 24 b が共に非励磁状態にあるとき両スプリング 24 c, 24 d の付勢力により第1状態(第3図の中央位置)に設定されて、油圧ポンプ 25 から右ブレーキ装置 16 b

への作動油の供給を禁止するとともに、同ブレーキ装置 16 b からリザーバ 27 への作動油の排出をも禁止する。また、電磁ソレノイド 24 a が励磁されると、電磁切換え弁 24 は第2状態(第3図の右位置)に設定されて、油圧ポンプ 25 から右ブレーキ装置 16 b への作動油の供給を許容する。電磁ソレノイド 24 b が励磁されると、電磁切換え弁 24 は第3状態(第3図の左位置)に設定されて、右ブレーキ装置 16 b からリザーバ 27 への作動油の排出を許容する。

電気制御装置 C は車速センサ 31 a、前輪操舵角センサ 31 b 及び油圧センサ 31 c, 31 d を有する。車速センサ 31 a は右前輪 FW2 の回転をピックアップすることにより、右前輪 FW2 の回転数すなわち車速 V に比例した周波数を有する車速信号を出力する。前輪操舵角センサ 31 b は操舵軸 11 の回転角を検出することにより左右前輪 FW1, FW2 の操舵角  $\theta_f$  を表す前輪操舵角信号を出力する。なお、この前輪操舵角  $\theta_f$  は正(又は負)にて左右前輪 FW1, FW2 の右方向

(又は左方向)への操舵を表し、かつ零にて左右前輪 FW1, FW2 の操舵されない状態を表す。油圧センサ 31 c, 31 d は各々左右ブレーキ装置 16 a, 16 b に付与される油圧  $P_{Ld}$ ,  $P_{Rd}$  を検出して、該油圧  $P_{Ld}$ ,  $P_{Rd}$  を表す油圧信号を出力する。

これらの各センサ 31 a ~ 31 d の出力はマイクロコンピュータ 32 に接続されており、同コンピュータ 32 はバス 32 a により各々共通に接続された読み出し専用メモリ(以下 ROM という) 32 b, 中央処理装置(以下 CPU という) 32 c, 書込み可能メモリ(以下 RAM という) 32 d, 入力インターフェース回路 32 e 及び出力インターフェース回路 32 f からなる。ROM 32 b は第4図乃至第6図のフローチャートに対応したプログラムを記憶するとともに、第7図に示すように車速 V の増加に従って減少するブレーキ油圧  $P$  1 及び第8図に示すように前輪操舵角  $\theta_f$  の絶対値  $|\theta_f|$  の増加に従って増加する油圧係数 C<sub>1</sub> を各々第1及び第2テーブルとして記憶する。C

PU 32 c は前記プログラムを実行し、RAM 32 d は前記プログラムの実行に必要なデータを一時的に記憶する。入力インターフェース回路 32 e は各センサ 31 a ~ 31 d からの各検出信号をプログラム処理に適合するようなデジタルデータに変換する A/D 変換器等のフォーマット変換器を有する。出力インターフェース回路 32 f はプログラム処理により形成された制御データを記憶する記憶機能を有し、同回路 32 に記憶した制御データを出力する。この出力インターフェース回路 32 f には励磁制御回路 33, 34 が接続されており、励磁制御回路 33 は電磁切換え弁 23 の各電磁ソレノイド 23 a, 23 b の励磁又は非励磁を制御し、励磁制御回路 34 は電磁切換え弁 24 の各電磁ソレノイド 24 a, 24 b の励磁又は非励磁を制御する。

上記のように構成した第1実施例の動作を第4図乃至第6図のフローチャートを参照しながら説明する。当該車両を走行させるためにイグニッションスイッチ(図示しない)を閉成すると、この

開成により、CPU32cは第4図のステップ100にてメインプログラムの実行を開始する。このプログラムの実行開始後、CPU32cはステップ101にて車速センサ31aから入力インターフェース回路32eを介して車速信号を取り込み、該取り込んだ車速信号に基づき車速Vを計算して該車速Vを表す車速データをRAM32dに記憶させ、ステップ102にて前輪操舵角センサ31bから入力インターフェース回路32eを介して前輪操舵角信号を読み込み、該読み込んだ前輪操舵角信号を前輪操舵角 $\theta_f$ を表す前輪操舵角データとしてRAM32dに記憶させる。

次に、CPU32cはステップ103にて上記ステップ102の処理によりRAM32dに記憶されている前輪操舵角データに基づき、左右前輪FW1, FW2が略直進状態にあるか否かを判定する。今、左右前輪FW1, FW2が略直進状態にあれば、前輪操舵角 $\theta_f$ の絶対値 $|\theta_f|$ は所定の微小舵角値 $\theta_f$ 以下であるので、CPU32cはステップ103にて「NO」すなわち絶対

値 $|\theta_f|$ は微小舵角値 $\theta_f$ より大きないと判定してプログラムをステップ104, 105に進める。ステップ104, 105にて、CPU32cは電磁ソレノイド23b, 24bを励磁するための制御データを出力インターフェース回路32fに出力する。出力インターフェース回路32fは制御データを記憶するとともに、該制御データを励磁制御回路33, 34に各々出力し、励磁制御回路33, 34が電磁ソレノイド23b, 24bを各々励磁する。なお、このとき、電磁ソレノイド23a, 24aは非励磁に制御される。

このような励磁制御により、電磁切換え弁23, 24は各々第3状態（第3図の左位置）に設定されるので、左右ブレーキ装置16a, 16bは電磁切換え弁23, 24を介してリザーバ27に連通し、左右後輪RW1, RW2を制動しない状態となる。このように左右後輪RW1, RW2が制動されない結果、当該車両は通常の車両と同様にして略直進走行する。上記ステップ104, 105の処理後、CPU32cはプログラムをステッ

プ101に戻し、当該車両が略直進走行している限り、ステップ101～105の循環処理を実行し続ける。

上記循環処理中、操舵ハンドルSWが右方向に回動されて当該車両が右方向に旋回し始めると、CPU32cは上記ステップ103にて「YES」すなわち前輪操舵角 $\theta_f$ の絶対値 $|\theta_f|$ が微小舵角値 $\theta_f$ より大きいと判定して、プログラムをステップ106, 107, 108に進める。このステップ106においては、上記ステップ101の処理によりRAM32dに記憶した車速データに基づきROM32b内の第1テーブル（第7図）が参照されて、車速Vに対応したブレーキ油圧 $P_b$ が導出される。また、ステップ107においては上記ステップ102の処理によりRAM32dに記憶した前輪操舵角データに基づきROM32b内の第2テーブル（第8図）が参照されて、前輪操舵角 $\theta_f$ に対応した油圧係数 $C_p$ が導出され、ステップ108にて前記導出されたブレーキ油圧 $P_b$ 及び油圧係数 $C_p$ に基づく下記演算の実行に

より目標ブレーキ油圧 $P_t$ が算出される。

$$P_t = C_p \cdot P_b$$

なお、この算出された目標ブレーキ油圧 $P_t$ を表す目標ブレーキ油圧データはステップ108にてRAM32dに記憶される。

次に、CPU32cはステップ109にて、上記ステップ102の処理によりRAM32dに記憶されている前輪操舵角データに基づき、前輪操舵角 $\theta_f$ が正であるか否かを判定する。今、当該車両は右旋回状態にあるので、前輪操舵角 $\theta_f$ は正であり、CPU32cはステップ109にて「YES」と判定し、ステップ110にて上記ステップ104の処理と同様にして電磁ソレノイド23bを励磁することにより電磁切換え弁23を第3状態に設定する。これにより、上記場合と同様、左後輪RW1には制動力が付与されない。このステップ110の処理後、CPU32cはステップ111にて第5図のフローチャートに対応した右ブレーキ制御サブルーチンを実行して、右ブレ

キ装置16b内の油圧 $P_{RD}$ を目標ブレーキ油圧 $P^*$ に設定する。

この右ブレーキ制御サブルーチンにおいては、CPU32cがステップ200にてサブルーチンプログラムの実行を開始し、ステップ201にて油圧センサ31dから入力インターフェース回路32eを介して右ブレーキ油圧 $P_{RD}$ を表す油圧信号を読み込み、ステップ202にて前記右ブレーキ油圧 $P_{RD}$ と上記ステップ108の処理により算出した目標ブレーキ油圧 $P^*$ との差の絶対値 $|P_{RD} - P^*|$ が所定の微小油圧値 $\Delta P$ 未満であるか否かを判定する。今、右ブレーキ油圧 $P_{RD}$ と目標ブレーキ油圧 $P^*$ とが等しくなければ、CPU32cは同ステップ202にて「NO」すなわち前記絶対値 $|P_{RD} - P^*|$ が微小油圧値 $\Delta P$ 未満でないと判定してプログラムをステップ203に進め、ステップ203にて目標ブレーキ油圧 $P^*$ が右ブレーキ油圧 $P_{RD}$ より大きいか否かを判定する。この場合、目標ブレーキ油圧 $P^*$ が右ブレーキ油圧 $P_{RD}$ より大きければ、CPU32cは同ステップ

203にて $P^* > P_{RD}$ に基づき「YES」と判定し、ステップ204にて電磁ソレノイド24aを励磁するための制御データを出力インターフェース回路32fに出力する。出力インターフェース回路32fは前記制御データを記憶するとともに、該制御データを励磁制御回路34に出力し、励磁制御回路34が電磁ソレノイド24aを励磁する。なお、このとき、電磁ソレノイド24bは非励磁に制御される。これにより、電磁切換弁は第2状態（第3図の右位置）に設定されて油圧ポンプ25からの作動油を右ブレーキ装置16bに供給するので、同装置16b内の右ブレーキ油圧 $P_{RD}$ は上昇する。

また、目標ブレーキ油圧 $P^*$ が右ブレーキ油圧 $P_{RD}$ 未満であれば、CPU32cは上記ステップ203にて $P^* < P_{RD}$ にもとづき「NO」と判定し、ステップ205にて上記ステップ105の処理と同様にして電磁ソレノイド24bを励磁することにより電磁切換弁24を第3状態（第3図の左位置）に設定する。これにより、右ブレーキ

装置16bがリザーバ27に連通するので、同装置16b内の右ブレーキ油圧 $P_{RD}$ は減少する。

一方、上記ステップ202の判定時に、右ブレーキ油圧 $P_{RD}$ と目標ブレーキ油圧 $P^*$ が略等しければ、CPU32cは同ステップ202にて「YES」、すなわち前記絶対値 $|P_{RD} - P^*|$ が微小油圧値 $\Delta P$ 未満であると判定してプログラムをステップ206に進める。ステップ206にて、CPU32cは両電磁ソレノイド24a、24bを非励磁にするための制御データを出力インターフェース回路32fに出力する。出力インターフェース回路32fは前記制御データを記憶するとともに、該制御データを励磁制御回路34に出力し、励磁制御回路34が両電磁ソレノイド24a、24bを非励磁に制御する。これにより、電磁切換弁24は第1状態（第3図の中央位置）に設定され、油圧ポンプ25から右ブレーキ装置16bへの作動油の供給を禁止するとともに同装置16bからリザーバ27への作動油の排出をも禁止するので、右ブレーキ装置16b内のブレーキ油

圧 $P_{RD}$ は以前の値に保持される。

上述したステップ204、205、206の処理後、CPU32cはステップ207にて右ブレーキ制御サブルーチンの実行を終了して、プログラムをステップ101（第4図）に戻し、以降、当該車両が右旋回走行をしている限り、ステップ101～103、106～111からなる循環処理を実行し続ける。かかる循環処理中、CPU32cは上記右ブレーキ制御サブルーチンのステップ204～206の処理により、右ブレーキ装置16b内の油圧 $P_{RD}$ を上昇、下降又は保持するよう制御して、同油圧 $P_{RD}$ を目標ブレーキ油圧 $P^*$ に設定制御する。

かかる右ブレーキ油圧 $P_{RD}$ の付与により、右ブレーキ装置16bは右後輪RW2を目標ブレーキ油圧 $P^*$ に対応した制動力 $F_b$ で制動する。この制動力 $F_b$ は、第2図に示すように、車体後方に作用するので、スプリング22bが機んでドライブシャフト17bの右ジョイント21bから外側部分が後方に回動する。この回動により右後輪R

W 2 が、第2図に示すように、若干右操舵され、同後輪 R W 2 にはサイドフォース  $F_s$  が発生する。このサイドフォース  $F_s$  は操舵ハンドル S W の回転すなわち左右前輪 F W 1, F W 2 の操舵とほぼ同時に発生するので、当該車両は前記サイドフォース  $F_s$  に比例して横方向に加速され、車両の横方向への移動応答性が良好となる。このことを第9図のグラフを用いて説明する。同グラフは、単位前輪操舵角当たりの加速度（横加速度／操舵角）の左右前輪 F W 1, F W 2 の操舵速度（周波数）に対する位相特性を、上記第1実施例の場合（実線）、従来の後輪操舵機構により左右後輪 R W 1, R W 2 を左右前輪 F W 1, F W 2 に対して同相に操舵した場合（実線）、左右前輪 F W 1, F W 2 のみを操舵した場合（破線）、及び従来の後輪操舵機構により左右後輪 R W 1, R W 2 を左右前輪 F W 1, F W 2 に対して逆相に操舵した場合（一点鎖線）について各々示している。すなわち、このグラフからも理解できる通り、上記第1実施例によれば、車両の横方向への移動応答性は、前記従

来の後輪操舵機構により左右後輪 R W 1, R W 2 を左右前輪 F W 1, F W 2 に対し同相に操舵した場合とほぼ同様になるとともに、同機構により左右後輪 R W 1, R W 2 を左右前輪 F W 1, F W 2 に対し逆相に操舵した場合及び左右前輪 F W 1, F W 2 のみを操舵した場合よりも良好となる。

一方、かかる場合、左後輪 R W 1 には、第2図に示すように、車両の前進による力  $F_a$  が車体前面に作用しており、前記制動力  $F_b$  及び力  $F_c$  によって車体には  $(F_a + F_b) d$  なるモーメントが車両旋回方向に作用し、このモーメント  $(F_a + F_b) d$  は左右前輪 F W 1, F W 2 の操舵とほぼ同時に発生するので、車体のヨーレート応答性が良好となる。このことを第10図のグラフを用いて説明する。同グラフは、単位操舵角当たりのヨーレート（ヨーレート／操舵角）の左右前輪 F W 1, F W 2 の操舵速度（周波数）に対する位相特性を、上記第1実施例の場合（実線）、左右前輪 F W 1, F W 2 のみを操舵した場合（破線）、

従来の後輪操舵機構により左右後輪 R W 1, R W 2 を左右前輪 F W 1, F W 2 に対して逆相に操舵した場合（破線及び一点鎖線）、及び従来の後輪操舵機構により左右後輪 R W 1, R W 2 を左右前輪 F W 1, F W 2 に対して同相に操舵した場合（破線及び二点鎖線）について各々示している。すなわち、このグラフからも理解できる通り、上記第1実施例によれば、車体のヨーレート応答性は、前記左右前輪 F W 1, F W 2 のみを操舵した場合及び前記従来の後輪操舵機構により左右後輪 R W 1, R W 2 を左右前輪 F W 1, F W 2 に対して同相・逆相に操舵した場合よりも良好となる。

かかるような特性を有する右ブレーキ油圧  $P_{rd}$  の制御において、当該車両が低速走行中であれば、上記ステップ101（第4図）にて計算される車速  $V$  は小さいので、上記ステップ106にて決定されるブレーキ油圧  $P_1$  は大きくなる。また、上記ステップ102にて読み込まれる前輪操舵角  $\theta_f$  に基づき上記ステップ107にて決定される油圧係数  $C_p$  は同操舵角  $\theta_f$  の絶対値  $|\theta_f|$  が大き

くなるに従って大きくなるので、上記ステップ108にて決定される目標ブレーキ油圧  $P_0$  ( $= C_p \cdot P_1$ ) は前記絶対値  $|\theta_f|$  が大きくなると大きな値となり、右後輪 R W 2 に対する制動力  $F_b$  が大きくなる。これにより、上記モーメント  $(F_a + F_b) d$  が大きくなり、上記（発明の作用効果）の項で説明したように、左右前輪 F W 1, F W 2 にすべり角  $\theta_1, \theta_2$  が発生して車両の小回り性能が向上する。このとき、右後輪 R W 2 は左右前輪 F W 1, F W 2 に対し同相方向に操舵されているので、車体後部が横方向に移動することなく、しかも車速  $V$  が小さいためにサイドフォース  $F_s$  は小さいながら存在しており、このサイドフォース  $F_s$  により上述したように車両の横方向への移動応答性も良好となっているので、運転者は違和感を感じることなく当該車両を小回りさせることができる。

一方、当該車両が高速走行中であれば、上記車速  $V$  が大きいためにブレーキ油圧  $P_1$  は小さくなる。しかも、高速走行中に左右前輪 F W 1, F W

2が大きく操舵されることはないので、目標ブレーキ油圧 $P_b$ は小さく、右後輪 $RW_2$ に対する制動力 $F_b$ は小さなものとなる。これにより、上記モーメント( $F_b + F_s$ ) $d$ は小さいが車体を旋回方向に回動させるように作用するので、車両の回頭性が良好となる。一方、前記制動力 $F_b$ に起因して発生するサイドフォース $F_s$ は車速 $V$ が大きいためにある程度大きなものとなって車両の横加速度もある程度大きくなり、かつ、上記のように横加速度の応答性も良好であるので、高速走行時の走行安定性が良好となる。

次に、左右前輪 $FW_1$ 、 $FW_2$ が左方向に操舵された場合について説明する。この場合、上記ステップ102(第4図)にて読み込まれる前輪操舵角 $\theta_f$ は負であるので、CPU32cはステップ106～108の処理後、ステップ109にて「NO」と判定してプログラムをステップ112、113に進める。ステップ112においては、上記ステップ105の処理と同様に電磁ソレノイド24bを励磁することによって電磁切換弁24

が第3状態(第3図の左位置)に設定される。その結果、右後輪 $RW_2$ には制動力が付与されない。また、ステップ113においては、左ブレーキ制御サブルーチン(第6図)が実行され、上記右ブレーキ制御サブルーチンの場合と同様にして、左後輪 $RW_1$ に目標ブレーキ油圧 $P_b$ に対応した制動力が付与される。なお、左ブレーキ制御サブルーチンはステップ210～217により構成されており各ステップ210～217の処理は上記右ブレーキ制御サブルーチン(第5図)の各ステップ200～207の処理に対応する。

この制動力 $F_b$ の付与により、左後輪 $RW_1$ は左方向すなわち左右前輪 $FW_1$ 、 $FW_2$ と同様に操舵され、上記左右前輪 $FW_1$ 、 $FW_2$ が右操舵された場合と同様に作用するので、車両の左旋回の場合にも上記右旋回の場合と同様な効果が達成される。

#### b. 第2実施例

次に、本発明の第2実施例について図面を用いて説明すると、第11図はこの第2実施例に係る

車両の全体を概略的に示している。この車両は上記第1実施例の車両に加えて、左右後輪 $RW_1$ 、 $RW_2$ を連動して操舵するための後輪操舵機構Dを有する。この後輪操舵機構Dは左右後輪 $RW_1$ 、 $RW_2$ を連結するリレーロッド41を有し、同ロッド41の両端は左右タイロッド42a、42b及び左右アーム43a、43bを介して左右後輪 $RW_1$ 、 $RW_2$ 側に各々連結されている。スプリング44a、44bは上記第1実施例のスプリング22a、22bと同様サスペンション機構内のばね力を等価的に示している。なお、第11図の残りの部分は上記第1実施例と同じであり、第3図と同符号を付しその説明を省略する。

この第2実施例によれば、上記第1実施例のようにして、左右後輪 $RW_1$ 、 $RW_2$ のいずれか一方の後輪がブレーキ装置16a、16bの制動力により左右前輪 $FW_1$ 、 $FW_2$ に対し同様に操舵されると、この操舵はリレーロッド41、左右タイロッド42a、42b及び左右アーム43a、43bを介して他方の後輪にも伝達されて、同他

方の後輪も前記一方の後輪と同様に左右前輪 $FW_1$ 、 $FW_2$ に対し同様に操舵される。これにより、左右前輪 $FW_1$ 、 $FW_2$ の操舵と同時に、左右後輪 $RW_1$ 、 $RW_2$ が共にサイドフォース $F_s$ を左右前輪 $FW_1$ 、 $FW_2$ の操舵方向に発生するようになるので、車両の横方向への移動応答性がより良好となる。

#### c. 第3実施例

次に、本発明の第3実施例について図面を用いて説明すると、第12図はこの第3実施例に係る車両の全体を概略的に示している。この車両は上記第2実施例に加えて、リレーロッド41を駆動するパワーシリンダ45及び同シリング45に対する作動油の給排を制御する電磁切換弁46、47を後輪操舵機構D内に備えている。パワーシリンダ45はリレーロッド41に固定したピストン45aにより左右油室45b、45cに区画されている。電磁切換弁46は電磁ソレノイド46a、46b及びスプリング46c、46dを備えており、両電磁ソレノイド46a、46bが共

に非励磁状態にあるとき両スプリング46c, 46dの付勢力により第1状態（第12図の中央位置）に設定されて、パワーシリンダ45の各油室45b, 45cに連通する通路を遮断する。また、電磁ソレノイド46aが励磁されると、電磁切換え弁46は第2状態（第12図の右位置）に設定されて、油圧ポンプ25からパワーシリンダ45の左油室45bへの作動油の供給を許容するとともに、同シリンダ45の右油室45cからリザーバ27への作動油の排出を許容する。電磁ソレノイド46bが励磁されると電磁切換え弁46は第3状態（第12図の左位置）に設定されて、油圧ポンプ25及びリザーバ27のパワーシリンダ45に対する連通を禁止し、同シリンダ45の左右油室45b, 45c間の連通を許容する。

電磁切換え弁47は電磁ソレノイド47a, 47b及びスプリング47c, 47dを備えており、両電磁ソレノイド47a, 47bが共に非励磁状態にあるとき両スプリング47c, 47dの付勢力により第1状態（第12図の中央位置）に設定

されてパワーシリンダ45の各油室45b, 45cに連通する各油路を遮断する。また、電磁ソレノイド47aが励磁されると、電磁切換え弁47は第2状態（第12図の右位置）に設定されて、油圧ポンプ25からパワーシリンダ45の右油室45cへの作動油の供給を許容するとともに、同シリンダ45の左油室45bからリザーバ27への作動油の排出を許容する。電磁ソレノイド47bが励磁されると、電磁切換え弁47は第3状態（第12図の左位置）に設定されて、油圧ポンプ25及びリザーバ27のパワーシリンダ45に対する連通を禁止し、同シリンダ45の左右油室45b, 45c間の連通を許容する。

また、リレーロッド41に接続されたスプリング48a, 48bの付勢力は上記第2実施例のスプリング44a, 44bの付勢力よりも若干弱く設定されており、左右後輪RW1, RW2に制動力F<sub>b</sub>が付与されると、左右後輪RW1, RW2は目標ブレーキ油圧P\*により本来操舵されるべき操舵角よりも若干大きく操舵されるようになっ

ている。

また、この後輪操舵機構Dを制御するために、電気制御装置Cは、上記第2実施例に加えて、後輪操舵角センサ31e及び励磁制御回路35, 36を備えている。後輪操舵角センサ31eはリレーロッド41の変位置に基づき左右後輪RW1, RW2の操舵角θ<sub>rw</sub>を検出して、該操舵角θ<sub>rw</sub>を表す後輪操舵角信号を入力インターフェース回路32eに出力する。なお、この後輪操舵角θ<sub>rw</sub>は正（又は負）にて左右後輪RW1, RW2の右方向（又は左方向）の操舵を表し、零にて同後輪RW1, RW2の操舵されない状態を表す。励磁制御回路35, 36は出力インターフェース回路32fに接続されて、出力インターフェース回路32fからの制御データにより電磁切換え弁46, 47の各電磁ソレノイド46a, 46b, 47a, 47bの励磁又は非励磁を制御する。

さらに、マイクロコンピュータ32は上記第1及び第2実施例のように電磁切換え弁23, 24を制御するのに加えて、電磁切換え弁46, 47

をも制御するので、同コンピュータ32内のROM32bは上記第1及び第2実施例とは異なるプログラム及びデータを記憶している。すなわち、ROM32bは上記第4図のフローチャートを一部変更した第13図のフローチャートに対応したプログラム、上記第5図及び第6図のフローチャートに対応したプログラム、並びに第14図及び第15図のフローチャートに対応したプログラムを記憶する。また、ROM32bは上記ブレーキ油圧P<sub>1</sub>（第7図）及び油圧係数C<sub>p</sub>（第8図）を第1及び第2テーブルとして記憶するのに加えて、第16図に示すように目標ブレーキ油圧P\*に比例しつつ同油圧P\*により本来設定されるべき後輪操舵角θ<sub>ri</sub>、及び第17図に実線で示すように毎時40キロメートル程度未満の低車速領域で「0」となりかつ毎時40キロメートル程度以上の高車速領域で「1」となる操舵角係数C<sub>θ</sub>を第3及び第4テーブルとして記憶する。なお、残りの部分は上記第2実施例と同じであるので、第11図と同符号を付しその説明を省略する。

上記のように構成した第3実施例の動作を第13図、第5図、第6図、第14図及び第15図のフローチャートを参照して説明する。今、左右前輪FW1, FW2が略直進状態にあれば、CPU32Cは上記場合と同様にして第13図のステップ101～105の処理により左右後輪RW1, RW2に制動力を付与しないようとする。上記ステップ105の処理後、CPU32Cはステップ121にて後輪中立復帰制御サブルーチン(第14図)を実行して左右後輪RW1, RW2を中立状態すなわち後輪操舵角 $\theta_{rd}$ を略「0」に設定する。

この後輪操舵制御サブルーチンにおいては、CPU32Cはステップ300にてサブルーチンプログラムの実行を開始し、ステップ301にて後輪操舵角センサ31eから入力インターフェース回路32eを介して後輪操舵角 $\theta_{rd}$ を表す後輪操舵角信号を読み込んで後輪操舵角データとしてRAM32dに記憶させておく。次に、CPU32Cはステップ302にて前記後輪操舵角 $\theta_{rd}$ の

絶対値 $|\theta_{rd}|$ が微小舵角値 $\Delta\theta_r$ 未満であるか否か、すなわち左右後輪RW1, RW2が中立状態にあるか否かを判定する。今、左右後輪RW1, RW2が中立状態にあれば、CPU32Cは上記ステップ302にて「YES」と判定し、ステップ303, 304にて電磁ソレノイド46a, 46bを非励磁に制御するための制御データ及び電磁ソレノイド47a, 47bを非励磁に制御するための制御データを出力インターフェース回路32fに出力する。出力インターフェース回路32fはこれらの制御データを記憶するとともに励磁制御回路35, 36に各々出力し、励磁制御回路35, 36は電磁ソレノイド46a, 46b及び電磁ソレノイド47a, 47bを非励磁に制御する。これにより、電磁切換弁46, 47は各々第1状態(第12図の中央位置)に設定され、パワーシリンダ45の各油圧45b, 45cに連通する各油路を遮断するので、同シリンダ45がリレーロッド41の変位を禁止する。その結果、左右後輪RW1, RW2は中立状態に維持される。

また、左右後輪RW1, RW2が右方向に操舵されていれば、CPU32Cは上記ステップ302にて「NO」すなわち前記絶対値 $|\theta_{rd}|$ が微小舵角値 $\Delta\theta_r$ 未満でないと判定し、ステップ305にて後輪操舵角 $\theta_{rd}$ が正であるか否かを判定する。この場合、左右後輪RW1, RW2は右方向に操舵されていて後輪操舵角 $\theta_{rd}$ は正であるので、CPU32Cは上記ステップ305にて「YES」と判定し、ステップ306にて上記ステップ304の処理と同様にして電磁切換弁47を第1状態(第12図の中央位置)に設定する。これにより、同切換弁47がパワーシリンダ45に対する作動油の給排を制御することがなくなる。次に、CPU32Cはステップ307にて電磁ソレノイド46aを励磁するため制御データを出力インターフェース回路32fに出力する。出力インターフェース回路32fは該制御データを記憶するとともに励磁制御回路35に出力し、励磁制御回路35が電磁ソレノイド46aを励磁す

る。これにより、電磁切換弁46は第2状態(第12図の右位置)に設定され、油圧ポンプ25からの作動油をパワーシリンダ45の左油室45bに供給しつつ同シリンダ45の右油室45cからの作動油をリザーバ27に排出する。その結果、パワーシリンダ45はリレーロッド41を右方向に変位させ、この変位により、左右後輪RW1, RW2は左方向すなわち中立方向に操舵制御される。

一方、左右後輪RW1, RW2が左方向に操舵されていれば、CPU32Cは上記ステップ302, 305にて各々「NO」と判定し、ステップ308にて上記ステップ303と同様の処理により電磁切換弁46を第1状態(第12図の中央位置)設定する。これにより、同切換弁46がパワーシリンダ45に対する作動油の給排を制御することがなくなる。次にCPU32Cはステップ309にて上記ステップ307の処理と同様にして出力インターフェース回路32f及び励磁制御回路36との協調により、電磁切換弁47を

第2状態（第12図の右位置）に設定する。これにより、油圧ポンプ25からの作動油はパワーシリンダ45の右油室45cに供給されかつ同シリンドラ45の左油室45bからの作動油はリザーバ27に排出されるので、同シリンドラ45はリレーロッド41を左方向に変位させ、この変位により左右後輪RW1, RW2は右方向すなわち中立方向に操舵制御される。

このように後輪操舵角 $\theta_{rw}$ が略「0」であれば左右後輪RW1, RW2の操舵を以前の状態に保持し、かつそれ以外の場合には左右後輪RW1, RW2を中立方向へ操舵制御する上記ステップ303, 304, 307, 309の処理後、CPU32cはステップ310にてプログラムをステップ101（第13図）に戻す。以降、左右前輪FW1, FW2が略直進状態（ $|\theta_f| < \theta_0$ ）にある限り、CPU32cはステップ101～105, 121の循環処理を実行し続け、ステップ121にて後輪復帰制御サブルーチンのプログラム処理を実行することにより、後輪操舵角 $\theta_{rw}$ が

16図）を参照して同油圧 $P_t$ に対応した後輪操舵角 $\theta_{rw}$ を導出し、ステップ123にて車速Vに基づきROM32b内の第4テーブル（第17図）を参照して車速Vに対応した舵角係数 $C_{\theta}$ を導出しステップ124にて前記導出した後輪操舵角 $\theta_{rw}$ 及び舵角係数 $C_{\theta}$ に基づく下記演算の実行により目標後輪操舵角 $\theta_{rw}^*$ を算出する。

$$\theta_{rw}^* = C_{\theta} \cdot \theta_{rw}$$

これにより、目標後輪操舵角 $\theta_{rw}^*$ は毎時40キロメートル程度未満の低車速領域にて「0」となり、かつ毎時40キロメートル程度以上の高車速領域にて目標ブレーキ油圧 $P_t$ にて本来設定されるべき操舵角に対応したものとなる。なお、この算出した目標後輪操舵角 $\theta_{rw}^*$ を表す目標後輪操舵角データはステップ124にてRAM32dに記憶される。

このステップ124の処理後、CPU32cは上記ステップ109～111の処理を実行して、プログラムをステップ125に進める。ステップ125にて、CPU32cは後輪操舵制御サブル

「0」になるように左右後輪RW1, RW2を操舵制御するので、同後輪RW1, RW2の操舵角 $\theta_{rw}$ は確実に略「0」に固定される。

上記循環処理中、当該車両が右方向に旋回し始めると、CPU32cは上記ステップ103にて「YES」すなわち前輪操舵角 $\theta_f$ の絶対値 $|\theta_f|$ が微小舵角値 $\theta_0$ より大きいと判定し、上記第1及び第2実施例の場合と同様に、ステップ106～108, 109～111の処理により右後輪RW2に目標ブレーキ油圧 $P_t$ に対応した制動力 $F_b$ を付与する。ただし、この場合、スプリング48a, 48bの付勢力は上記第1及び第2実施例の場合よりも小さく設定されているので、左右後輪RW1, RW2は目標ブレーキ油圧 $P_t$ により本来操舵されるべき操舵角よりも若干大きくなれる。

また、この第3実施例の場合、ステップ108の処理後、CPU32cはステップ122にてRAM32dに記憶されている目標ブレーキ油圧データに基づきROM32b内の第3テーブル（第

15図）を読み出して同ルーチンのプログラムを実行する。この後輪操舵制御サブルーチンにおいては、CPU32cはステップ400にて同ルーチンのプログラムの実行を開始し、ステップ401にて上記ステップ301の処理と同様にして後輪操舵角 $\theta_{rw}$ を読み込む。次に、CPU32cはステップ402にて上記ステップ102（第13図）の処理により読み込んだ前輪操舵角 $\theta_f$ が正であるか否かを判定する。この場合、当該車両は右旋回状態にあり、前輪操舵角 $\theta_f$ は正であるので、CPU32cは同ステップ402にて「YES」と判定し、ステップ403にて上記ステップ304の処理と同様にして電磁切換弁47を第1状態に設定する。これにより、電磁切換弁47はパワーシリンダ45の各油室45b, 45cに連通する各油路を遮断するので、パワーシリンダ45に対する作動油の給排を制御することがなくなる。

上記ステップ403の処理後、CPU32cはステップ404にて目標後輪操舵角 $\theta_{rw}^*$ と後輪

操舵角  $\theta_{rp}$  との差の絶対値  $|\theta_{rt} - \theta_{rp}|$  が微小舵角値  $\Delta \theta_r$  未満であるか否か、すなわち左右後輪 RW1, RW2 がほぼ目標後輪操舵角  $\theta_{rt}$  に操舵されているか否かを判定する。今、左右後輪 RW1, RW2 がほぼ目標後輪操舵角  $\theta_{rt}$  に操舵されていれば、CPU32c はステップ 404 にて「YES」すなわち前記絶対値  $|\theta_{rt} - \theta_{rp}|$  が微小舵角値  $\Delta \theta_r$  未満であると判定し、ステップ 405 にて上記ステップ 303 の処理と同様に電磁切換え弁 46 を第 1 状態（第 1 図の中央位置）に設定する。これにより、電磁切換え弁 46 はパワーシリング 45 の左右油室 45b, 45c に連通する各油路を遮断するので、同シリング 45 はリレーロッド 41 の変位を禁止して左右後輪 RW1, RW2 を目標後輪操舵角  $\theta_{rt}$  に維持する。

また、左右後輪 RW1, RW2 が目標後輪操舵角  $\theta_{rt}$  よりも右方向に微小舵角値  $\Delta \theta_r$  以上操舵されていれば、CPU32c はステップ 404 にて「NO」すなわち絶対値  $|\theta_{rt} - \theta_{rp}|$

が目標後輪操舵角  $\theta_{rt}$  より大きないと判定して、ステップ 408 にて出力インターフェース回路 32f 及び励磁制御回路 35 との協働により電磁ソレノイド 46b を励磁する。この励磁により、電磁切換え弁 46 は第 3 状態（第 1 図の左位置）に設定され、パワーシリング 45 の左右油室 45b, 45c は同切換え弁 46 を介して連通する。かかる場合、左右後輪 RW1, RW2 は目標ブレーキ油圧  $P_b$  に基づく右後輪 RW2 への制動力  $F_b$  の付与により、スプリング 48a, 48b の付勢力との関係において本来設定されるべき操舵角（目標後輪操舵角  $\theta_{rt}$ ）よりも右方向に若干大きく操舵されるようになっているので、左右後輪 RW1, RW2 は前記制動力  $F_b$  により右方向すなわち目標後輪操舵角  $\theta_{rt}$  方向に操舵される。なお、この操舵に伴い、リレーロッド 41 は左方向に変位し、パワーシリング 45 の左油室 45b 内の作動油は同シリング 45 の右油室 45c に電磁切換え弁 46 を介して流れ込む。

上記ステップ 405, 407, 408 の各処理

が微小舵角値  $\Delta \theta_r$  未満でないと判定し、ステップ 406 にて「YES」すなわち後輪操舵角  $\theta_{rp}$  が目標後輪操舵角  $\theta_{rt}$  がより大きいと判定して、ステップ 407 にて上記ステップ 307 の処理と同様に電磁切換え弁 46 を第 2 状態（第 1 図の右位置）に設定する。この電磁切換え弁 46 の第 2 状態への設定により、上記場合と同様、油圧ポンプ 25 からの作動油がパワーシリング 45 の左油室 45b に供給され、かつ同シリング 45 の右油室 45c からの作動油がリザーバ 27 に排出されるので、パワーシリング 45 はリレーロッド 41 を右方向に変位させ、左右後輪 RW1, RW2 を左方向すなわち目標後輪操舵角  $\theta_{rt}$  方向に操舵する。

一方、左右後輪 RW1, RW2 が目標後輪操舵角  $\theta_{rt}$  よりも左方向に微小舵角値  $\Delta \theta_r$  以上操舵されていれば、CPU32c はステップ 404 にて「NO」すなわち絶対値  $|\theta_{rt} - \theta_{rp}|$  が微小舵角値  $\Delta \theta_r$  未満でないと判定し、ステップ 406 にて「NO」すなわち後輪操舵角  $\theta_{rp}$

が目標後輪操舵角  $\theta_{rt}$  より大きないと判定して、ステップ 420 にて後輪操舵制御サブルーチンの実行を終了し、プログラムをステップ 101（第 13 図）に戻しステップ 101～103, 106～108, 122～124, 109～111, 125 からなる循環処理を実行し続ける。かかる循環処理中、ステップ 125 にて後輪操舵制御サブルーチンが繰り返し実行され、左右後輪 RW1, RW2 は第 15 図のステップ 404～408 からなるフィードバック制御により目標後輪操舵角  $\theta_{rt}$  に操舵される。その結果、上記循環処理により、上記第 1 及び第 2 実施例の場合と同様、右後輪 RW2 に制動力  $F_b$  が付与されるとともに、低車速領域においては左右後輪 RW1, RW2 の操舵角  $\theta_{rp}$  が「0」に設定され、かつ高車速領域において目標ブレーキ油圧  $P_b$  に対応して本来設定されるべき後輪操舵角  $\theta_{rt}$  に正確に操舵される。その結果、低車速領域においては、左右後輪 RW1, RW2 が左右前輪 FW1, FW2 に対して同相に操舵されないために、車両の横方向への移動応答性は左右前輪 FW1, FW2

2のみを操舵した場合（第9図の破線）と同程度になるが、車両の小回り性能は上記第1及び第2実施例の場合よりも向上する。また、高車速領域においては、走行路面による制動力の差、サスペンション機構内のばね力のばらつき等とは無関係に、左右後輪RW1, RW2が目標ブレーキ油圧P<sub>b</sub>に対応した後輪操舵角θ<sub>rr</sub>に確實に操舵されるので、当該車両の走行安定性が常に安定して良好となる。また、この第3実施例においては、パワーシリンダ45による操舵は制動力F<sub>b</sub>による左右後輪RW1, RW2の操舵を補正するよう作用するので、それ程大きな駆動力を必要としない。

次に、左右前輪FW1, FW2が左方向に操舵された場合について説明する。この場合、前輪操舵角θ<sub>rf</sub>は負であるので、CPU32cは、第13図のステップ101～103, 106～108, 122～124, 109, 112, 113, 125からなる循環処理を実行して、左後輪RW1に上記第1および第2実施例と同様の制動力F<sub>b</sub>を

付与するとともに、上記左右前輪FW1, FW2の右操舵の場合と同様に左後輪RW1を目標後輪操舵角θ<sub>rr</sub>に操舵制御する。ただし、この場合、ステップ125にて読み出し実行される後輪操舵制御サブルーチン（第15図）においては、前輪操舵角θ<sub>rf</sub>が負であるためにステップ400～402, 413～418, 420の処理が実行される。すなわち、CPU32cはステップ413にて上記ステップ303の処理と同様にして電磁切換え弁46を第1状態に設定することにより同切換え弁46による左右後輪RW1, RW2の操舵制御を禁止するとともに、ステップ414～418にて電磁切換え弁47を制御して左右後輪RW1, RW2の操舵角θ<sub>rr</sub>を目標後輪操舵角θ<sub>rr</sub>に設定する。なお、この場合、後輪操舵角θ<sub>rr</sub>は負であるので、ステップ414, 416においては、上記ステップ404, 406における判定と異なり、|θ<sub>rr</sub> + θ<sub>rr</sub>| < Δθ<sub>r</sub>, θ<sub>rr</sub> < -θ<sub>rr</sub>なる条件判定がなされる。また、ステップ415においては電磁切換え弁47を第1状態

（第12図の中央位置）に設定することにより上記ステップ405と同様左右後輪RW1, RW2は目標後輪操舵角θ<sub>rr</sub>に保持され、ステップ417においては電磁切換え弁47を第2状態（第12図の右位置）に設定することにより上記ステップ407とは逆に左右後輪RW1, RW2は右方向に操舵され、かつステップ418においては電磁切換え弁47を第3状態（第12図の左位置）に設定することにより上記ステップ408とは逆に左右後輪RW1, RW2が左方向に操舵される。

上記のように、左右前輪FW1, FW2が左操舵された場合にも、同前輪FW1, FW2の右操舵の場合と同様左右後輪RW1, RW2の制動力の付与制御及び左右後輪FW1, FW2に対する同相方向への操舵制御がなされるので、上記と同様の車両の小回り性能の向上及び車両の走行安定性の向上が期待される。

なお、上記実施例においては、第17図に実線で示すように、舵角係数C<sub>θ</sub>が毎時40キロメー

トル程度の低車速領域と高車速領域との境界において不連続に「0」から「1」に変化するようにしたが、第17図に破線で示すように舵角係数C<sub>θ</sub>が前記境界近傍にて「0」から「1」まで連続的に変化するようにしてもよい。この場合、前記連続的に変化する舵角係数C<sub>θ</sub>をROM32b内の第4テーブルに記憶させておくようにすればよい。この変形例によれば、前記低車速領域と高車速領域との境界近傍において、舵角係数C<sub>θ</sub>が連続的に変化するので、車両の旋回中に車速Vが前記境界を挟んで変化しても、後輪操舵角θ<sub>rr</sub>が急変することがなく車両の走行安定性がより良好になる。

#### d. 第4実施例

次に、上記第3実施例における左右後輪RW1, RW2の操舵制御を簡略化して、低車速領域においてのみ左右後輪RW1, RW2を操舵角「0」に制御するようにした本発明の第4実施例について説明する。

この第4実施例に係る車両は、上記第3実施例

のパワーシリンダ45、電磁切換え弁46、47及び励磁制御回路35、36に換えて、シリンダ51、電磁切換え弁52及び励磁制御回路37を有する。シリンダ51は、上記パワーシリンダ45と同様、リレーロッド41に固着したピストン51aにより区画された左右油室51b、51cを有するが、左右油室51b、51cは油圧ポンプ25及びリザーバ27に連通することなく、同油室51b、51cには作動油が封入されている。電磁切換え弁52は電磁ソレノイド52a及びスプリング52bを備えており、同ソレノイド52aが励磁されないときスプリング52bの付勢力により第1状態(第18図の左位置)に設定されてシリンダ51の左右油室51b、51c間の連通を禁止する。また、電磁ソレノイド52aが励磁されると、電磁切換え弁52は第2状態(第12図の右位置)に設定されて、シリンダ51の左右油室51b、51c間を連通させる。励磁制御回路37は出力インターフェース回路32fに接続され、同回路32fからの制御データに応じて

電磁ソレノイド52aの励磁及び非励磁を制御する。これらの変更に伴い、マイクロコンピュータ32のROM32bに記憶されるプログラム及びデータも異なり、プログラムとしては上記第4図のフローチャートを一部変更した第19図のフローチャートに対応したプログラム、上記第5図及び第6図のフローチャートに対応したプログラム、並び第20図のフローチャートに対応したプログラムが記憶され、かつデータとしては上記ブレーキ油圧P<sub>1</sub>(第7図)及び油圧係数C<sub>P</sub>(第8図)のみが第1及び第2テーブルとして記憶されている。なお、この場合、後輪操舵機構D内のスプリング44a、44bの付勢力は、目標ブレーキ油圧P<sub>0</sub>の付与により左右後輪RW1、RW2が本来操舵されるべき操舵角に操舵される程度、すなわち上記第3実施例より大きくかつ上記第2実施例と同程度に設定されている。なお、残りの部分は上記第3実施例と同じであるので、第12図と同符号を付しその説明を省略する。

上記のように構成した第4実施例の動作を説明

する。この第4実施例においても、第19図のステップ101～113及び第5図、第6図の左右ブレーキ制御サブルーチンの処理により、上記第1乃至第3実施例と同様に、左右後輪RW1、RW2に対する制動力F<sub>0</sub>の付与が制御される。一方、この第4実施例においては、ステップ101～113(第19図)からなる循環処理中、CPU32Cはステップ102の処理後のステップ131にて後輪操舵ロックサブルーチン(第20図)を実行して、左右後輪RW1、RW2の操舵ロックを制御する。

この後輪操舵ロックサブルーチンにおいては、CPU32Cはステップ500にて同ルーチンのプログラムの実行を開始し、ステップ501にて上記ステップ301と同様にして後輪操舵角θ<sub>r0</sub>を読込む。次に、CPU32Cはステップ502にて前記読込んだ後輪操舵角θ<sub>r0</sub>の絶対値|θ<sub>r0</sub>|が最小舵角値△θ<sub>r</sub>未満、すなわち左右後輪RW1、RW2が略中立状態にあるか否かを判定するとともに、ステップ503にて上記ステ

ップ101(第19図)の処理により計算した車速Vが低車速領域と高車速領域との境界に対応した所定車速V<sub>1</sub>(例えば毎時40キロメートル程度)未満であるか否かを判定する。

今、左右後輪RW1、RW2が略中立状態にありかつ車速Vが所定車速V<sub>1</sub>未満であれば、CPU32Cはステップ502、503にて各々「YES」と判定し、ステップ504にて電磁ソレノイド52aを非励磁に制御するための制御データを出力インターフェース回路32fに出力する。出力インターフェース回路32fは該制御データを記憶するとともに励磁制御回路37に出力し、励磁制御回路37は電磁ソレノイド52aを非励磁に制御する。これにより、電磁切換え弁52は第1状態(第12図の左位置)に設定され、シリンダ51の左右油室51b、51c間の連通が禁止されてリレーロッド41の変位が禁止される。この場合、左右後輪RW1、RW2は以前略中立状態にあったので、車速Vが所定車速V<sub>1</sub>以上になるまで、左右後輪RW1、RW2は略中立状態

に維持される。上記ステップ504の処理後、CPU32cはステップ505にて後輪操舵ロックサブルーチンの実行を終了して、プログラムをステップ103(第19図)に進める。

かかる制御により、車両を発進させた後、低速にて当該車両を旋回させる場合、車両停止時には左右後輪RW1, RW2のいずれにも車両後方への制動力F<sub>b</sub>が働くことはなく、同後輪RW1, RW2の操舵角は略「0」であるので、旋回中の車両の左右後輪RW1, RW2は操舵角「0」に保持され、上記第3実施例の場合と同様車両の小回り性能が向上する。また、当該車両を高速直進走行から低速直進走行に移行した後、当該車両を旋回させる場合にも、低速直進走行に移行した時点で左右後輪RW1, RW2が操舵角「0」に保持されるので、上記同様車両の小回り性能が向上する。

一方、後輪操舵角θ<sub>rd</sub>の絶対値|θ<sub>rd</sub>|が微小舵角値△θ<sub>rd</sub>以上であり、又は車速Vが所定車速V<sub>1</sub>以上であれば、CPU32cはステップ

502, 503にて「NO」と判定し、ステップ506にて上記ステップ504の処理と同様に出力インターフェース回路32f及び励磁制御回路37との協働によって電磁ソレノイド52aを励磁する。これにより、電磁切換え弁52は第2状態(第12図の右位置)に設定され、シリンダ51の左右油室51b, 51c間を連通させる。その結果、左右後輪RW1, RW2は制動力F<sub>b</sub>によって操舵可能となる。上記ステップ504の処理後、CPU32cはステップ505にて後輪操舵ロックサブルーチンの実行を終了してプログラムをステップ103(第19図)に進める。

かかる制御により、高速走行中の車両の左右後輪RW1, RW2は制動力F<sub>b</sub>の付与により、目標ブレーキ油圧P<sub>rd</sub>に対応した操舵角に操舵されるので、高速時における車両の走行安定性が上記第1乃至第3実施例と同様に良好となる。しかも、左右後輪RW1, RW2が一旦左右いずれかの方向に操舵された後には、上記ステップ502の処理により同後輪RW1, RW2が略中立状態に戻

るまで操舵ロックされることはないので、左右後輪RW1, RW2が左右いずれかの方向に操舵されたまま操舵ロックされることはない。

#### e. 変形例

上記第1乃至第4実施例においては、左右ブレーキ装置16a, 16b内のブレーキ油圧P<sub>ld</sub>, P<sub>rd</sub>を目標ブレーキ油圧P<sub>rd</sub>に設定する場合、及び左右後輪RW1, RW2の操舵角θ<sub>rd</sub>を目標後輪操舵角θ<sub>rd</sub>に設定する場合、マイクロコンピュータ32のプログラム処理によるフィードバック制御を利用するようになつたが、マイクロコンピュータ32からは目標ブレーキ油圧P<sub>rd</sub>及び目標後輪操舵角θ<sub>rd</sub>を表す信号を出力するようにし、マイクロコンピュータ32の外部で前記フィードバック制御をするようにしてもよい。この場合、前記信号と油圧センサ31c, 31d及び後輪操舵角センサ31eからの出力信号とをサーボアンプに入力し、同アンプの出力により電磁切換え弁23, 24, 46, 47を制御するようにすればよい。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は特許請求の範囲に記載した本発明の構成に対応する図、第2図は本発明の作用を説明するための作用説明図、第3図は本発明の第1実施例に係る車両の全体概略図、第4図乃至第6図は第3図のマイクロコンピュータにて実行されるプログラムのフローチャート、第7図は車速-ブレーキ油圧の関係を示すグラフ、第8図は前輪操舵角-油圧係数の関係を示すグラフ、第9図は横加速度/操舵角の位相特性図、第10図はヨーレート/操舵角の位相特性図、第11図は本発明の第2実施例に係る車両の全体概略図、第12図は本発明の第3実施例に係る車両の全体概略図、第13図乃至第15図は第12図のマイクロコンピュータにて実行されるプログラムのフローチャート、第16図は目標ブレーキ油圧-後輪操舵角の関係を示すグラフ、第17図は車速-舵角係数の関係を示すグラフ、第18図は本発明の第4実施例に係る車両の全体概略図、第19図及び第20図は第18図のマイクロコンピュータにて実行される

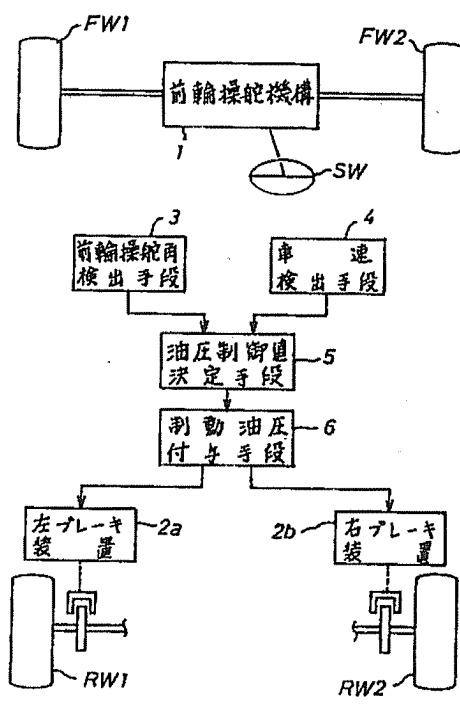
プログラムのフローチャートである。

符 号 の 説 明

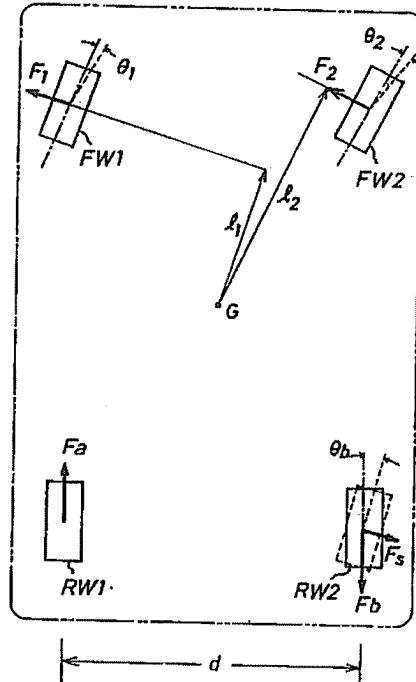
A . . . 前輪操舵機構、B . . . 油圧制動装置、  
 C . . . 電気制御装置、D . . . 後輪操舵機構、  
 SW . . . 操舵ハンドル、FW1, FW2 . . .  
 前輪、RW1, RW2 . . . 後輪、16a, 16  
 b . . . ブレーキ装置、22a, 22b, 44a,  
 44b, 48a, 48b . . . スプリング、23,  
 24, 46, 47, 52 . . . 電磁切換弁、3  
 1a . . . 車速センサ、31b . . . 前輪操舵角  
 センサ、31c, 31d . . . 油圧センサ、31  
 e . . . 後輪操舵角センサ、32 . . . マイクロ  
 コンピュータ、41 . . . リレーロッド、45 .  
 . . . パワーシリンダ、51 . . . シリンダ。

出願人 トヨタ自動車株式会社  
 代理人 弁理士 長谷 照一 (外1名)

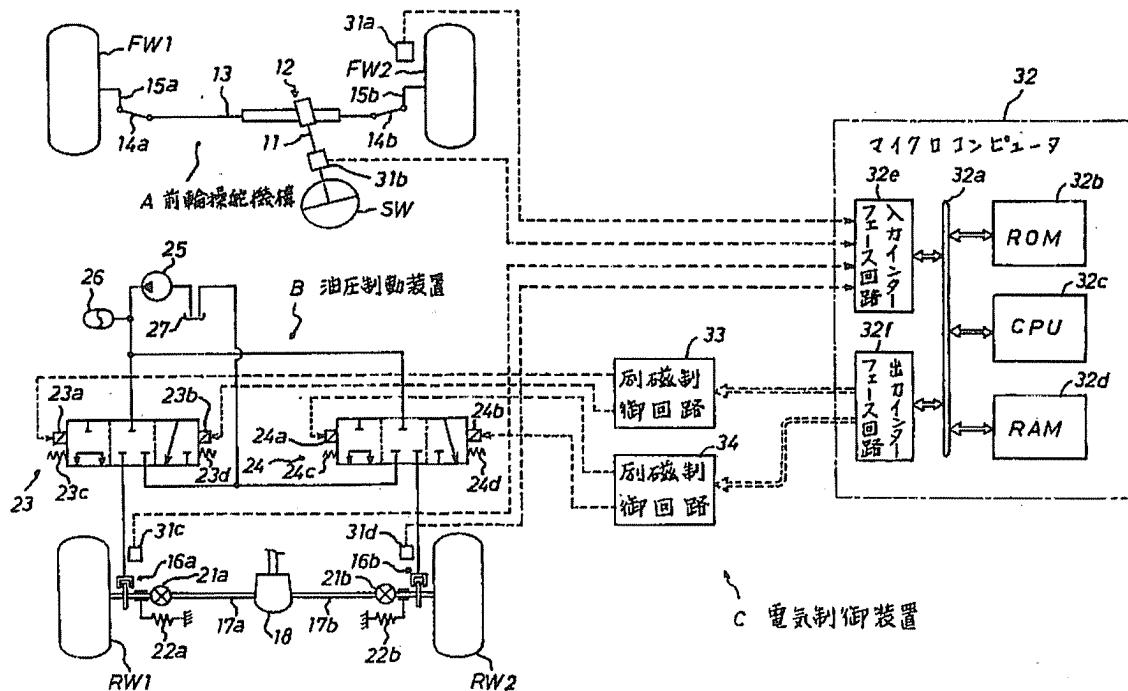
第1図



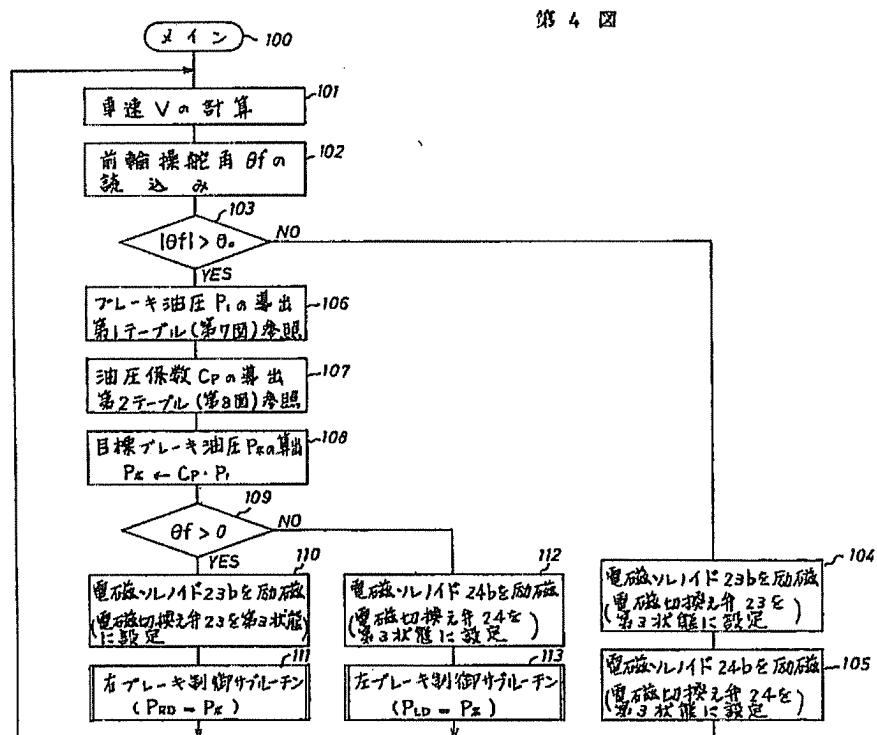
第2図



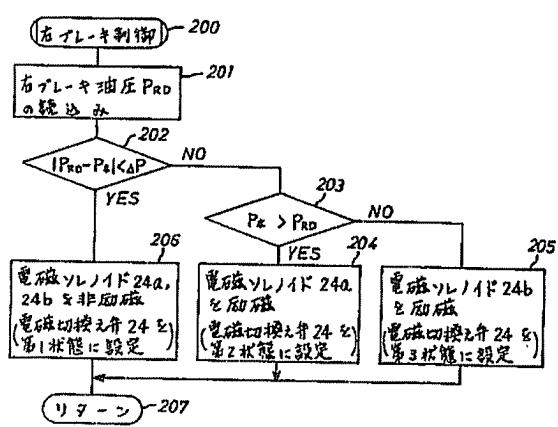
第3図



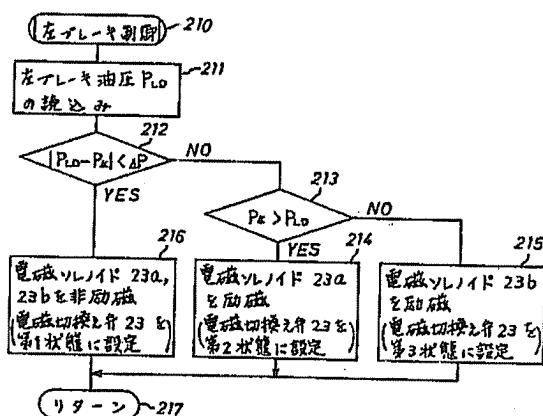
第4図



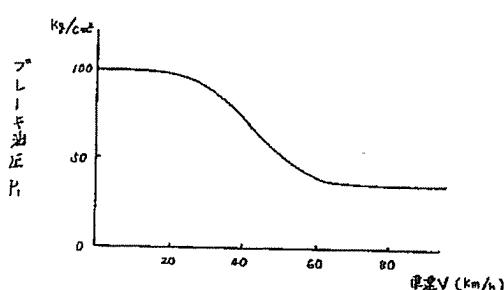
第5図



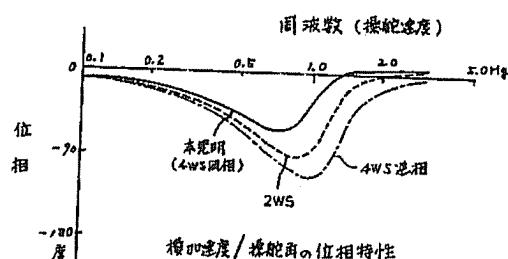
第6図



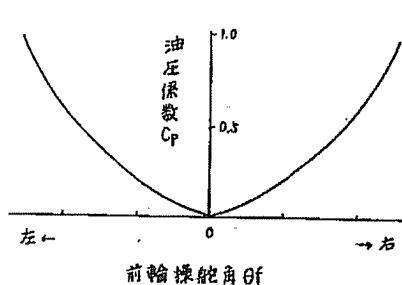
第7図



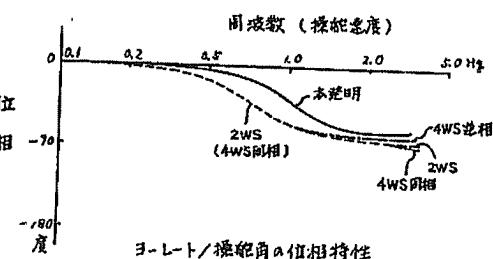
第9図



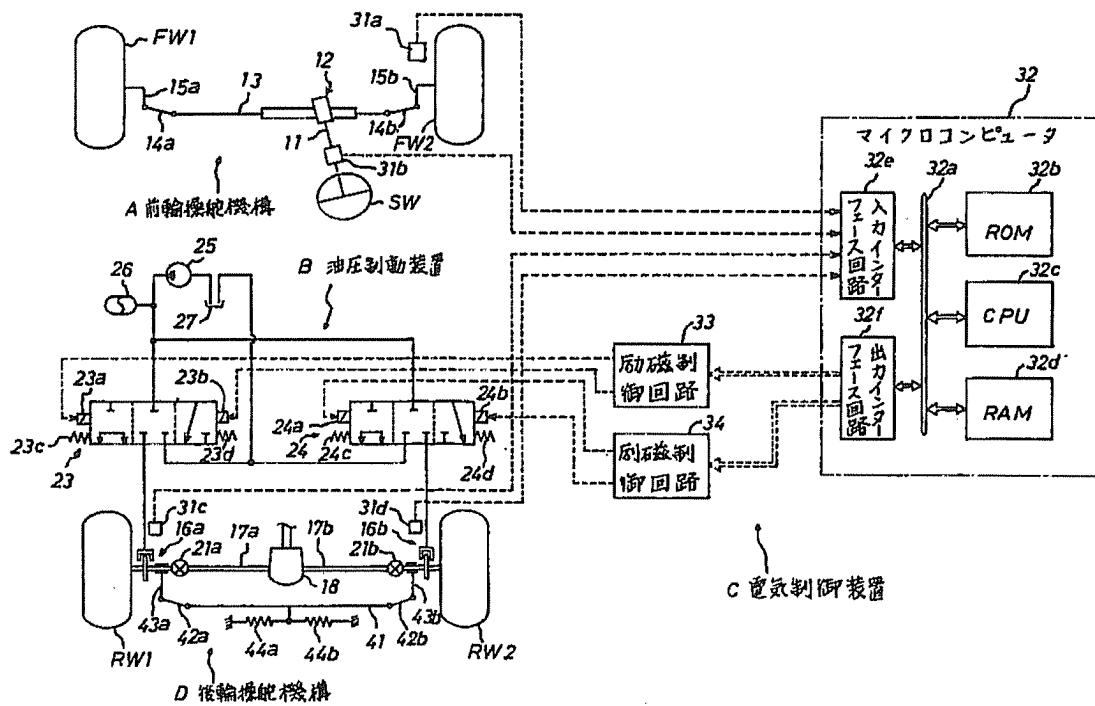
第8図



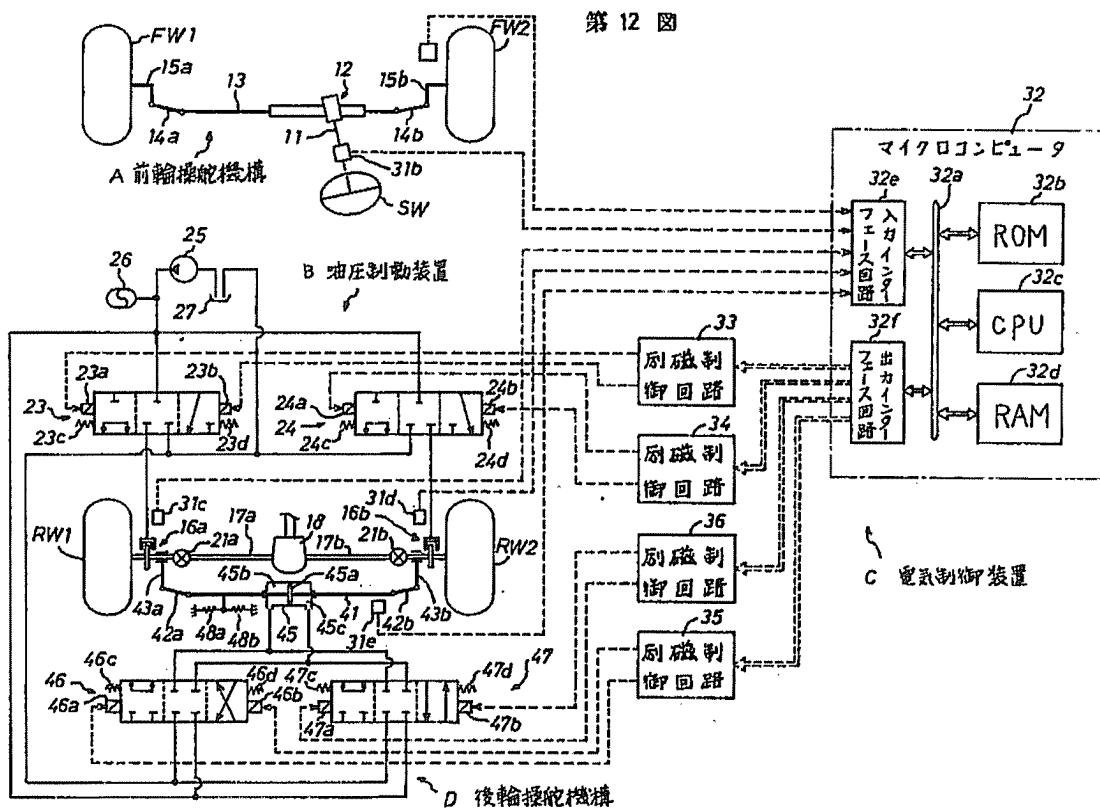
第10図



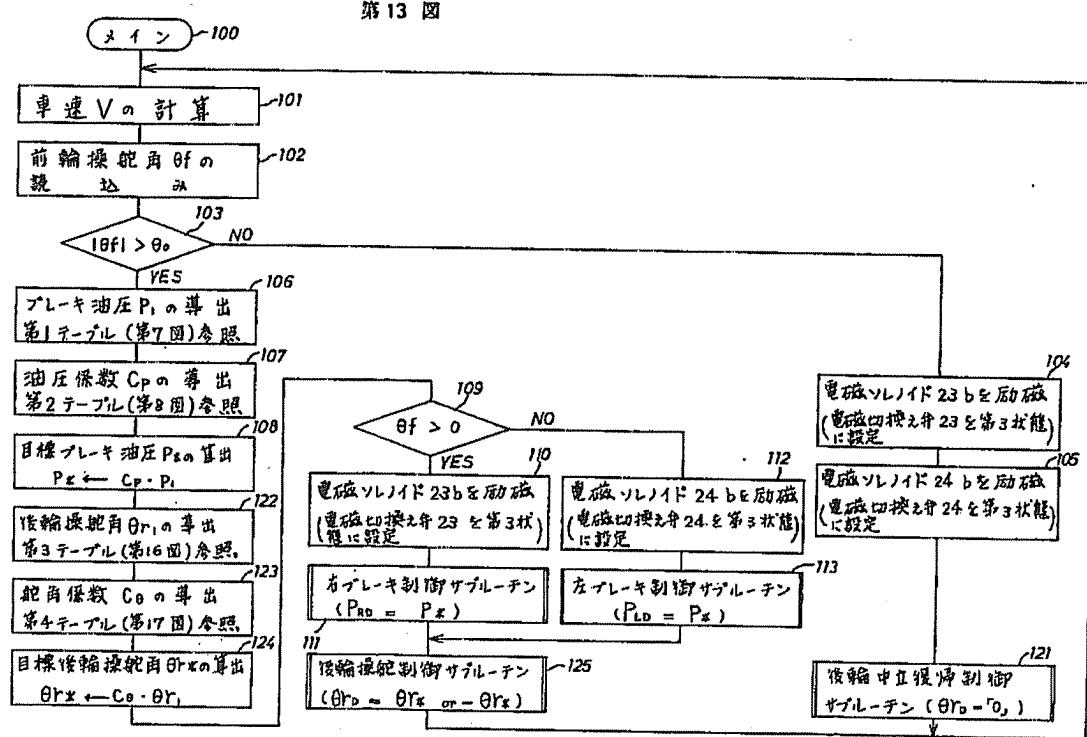
第 11 図



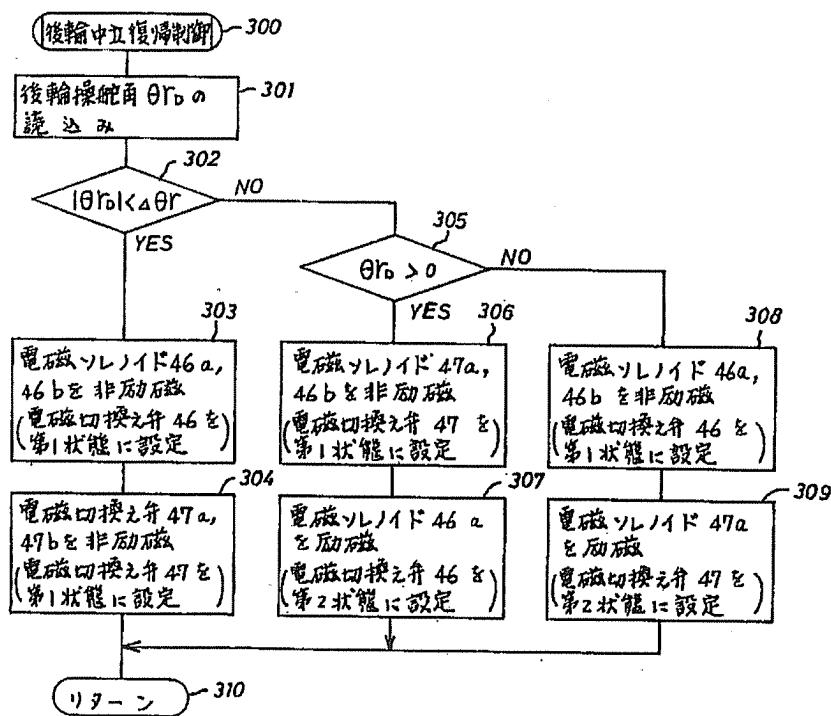
第 12 図

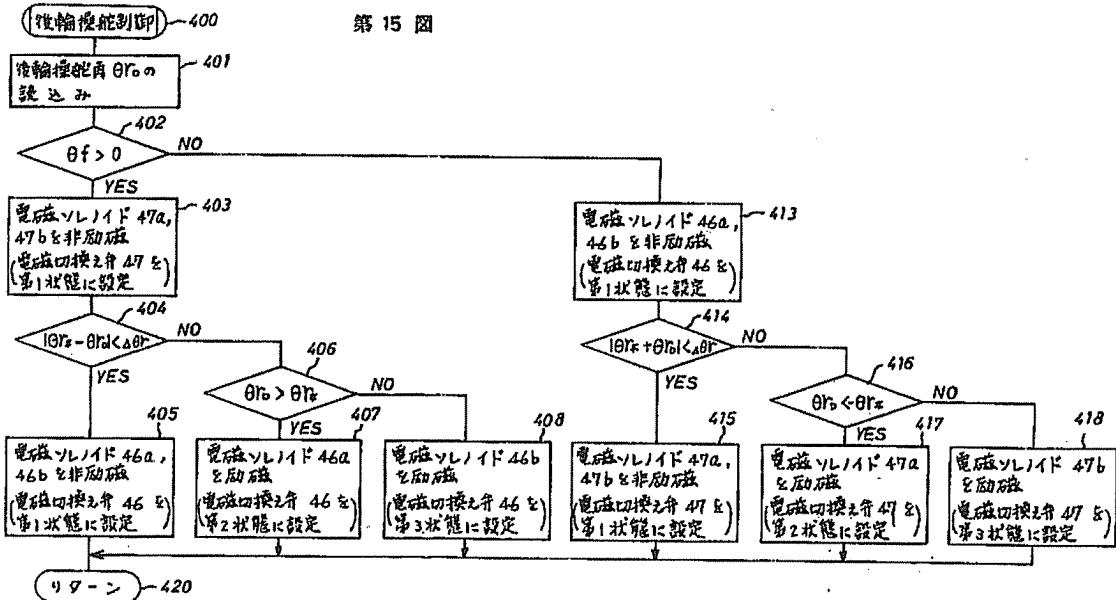


第 13 図

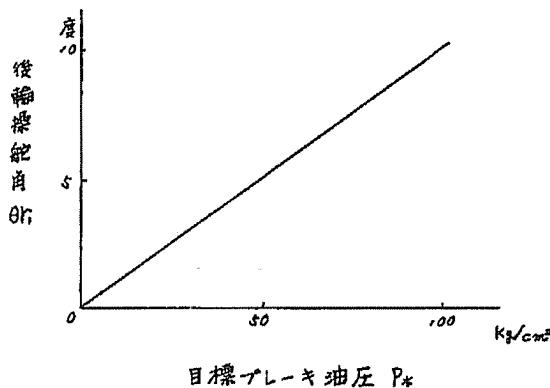


第 14 図

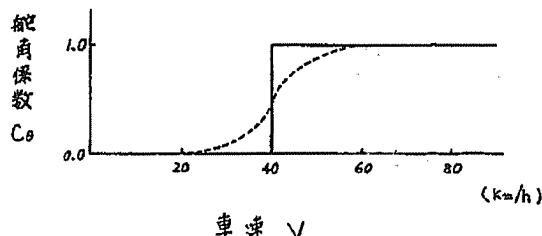




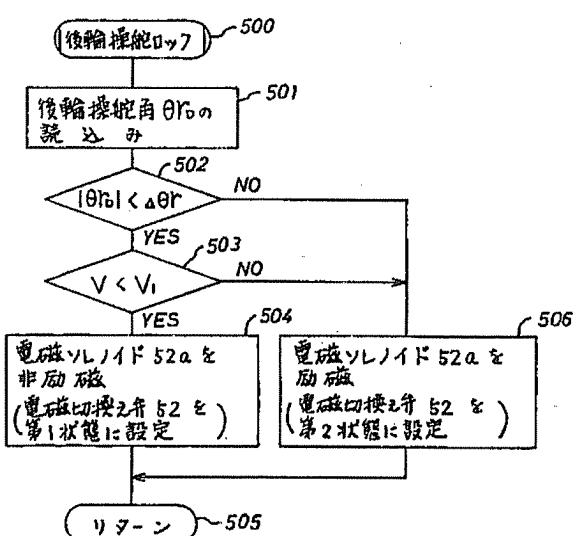
第 16 図



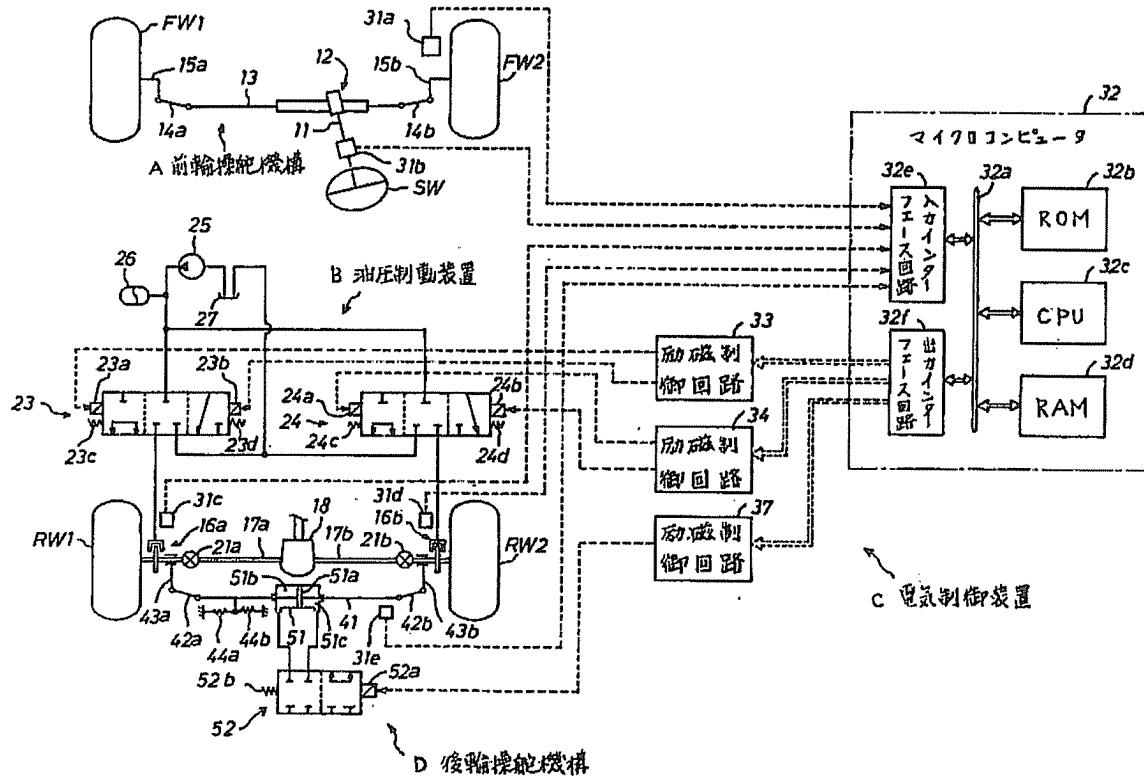
第 17 図



第 20 図



### 第18圖



### 第19圖

